

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет конструювання та дизайну

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**В. о. завідувача кафедри
технічного сервісу та інженерного
менеджменту імені
М. П. Момотенка**

_____ **Руслан ШАТРОВ**

«_____» _____ 2026 р.

БАКАЛАВРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Розробка конструкції живильника зерноавантажувача» _____

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Гарант освітньої програми

_____ **д.т.н., професор**
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ **Володимир БУЛГАКОВ**
(підпис) (ПІБ)

Керівник бакалаврської кваліфікаційної роботи

_____ **к.т.н., доцент**

_____ **Євтушенко Володимир Дмитрович**

Виконав

_____ **Орлов Даниїл Ігорович**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет конструювання та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного менеджменту

імені М. П. Момотенка

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

(ПІБ)

« ____ » _____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи студенту

Орлову Даніілу Ігоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Тема бакалаврської кваліфікаційної роботи «Розробка конструкції живильника зернонавантажувача»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «15» квітня 2026 р. № 1044 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 20 травня 2026 року

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра Матеріали первинного бухгалтерського обліку, нормативно-методичні матеріали, науково-технічна література

Перелік питань, які потрібно розробити:

1. РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ
2. РОЗДІЛ 2 АНАЛІТИКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ
3. РОЗДІЛ 3 ПРОЄКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ
4. РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ
- РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Перелік графічних документів: **Електронна презентація на 14 слайдів**

Дата видачі завдання «06» січня 2026 р.

Керівник бакалаврської кваліфікаційної роботи

Свтушенко Володимир Дмитрович

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

Орлов Данііл Ігорович

(підпис)

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності процесу перевантаження зернового матеріалу у складських умовах шляхом удосконалення конструкції шнекового зернонавантажувача та обґрунтування його раціональних експлуатаційно-технологічних параметрів. Для досягнення поставленої мети в роботі передбачено вирішення таких основних завдань:

- аналіз сучасних технологій і технічних засобів переміщення та навантаження зернових матеріалів;
- дослідження конструктивних особливостей існуючих зернонавантажувачів;
- обґрунтування вибору конструктивної схеми шнекового живильника;
- аналітичне та експериментально-розрахункове визначення основних параметрів шнекових конвеєрів; розрахунок міцності та жорсткості вала живильника;
- визначення споживаної потужності системи вивантаження та розроблення рекомендацій щодо вибору приводу.

Об'єктом дослідження є технологічний процес механізованого переміщення та навантаження зернового матеріалу у складських комплексах з використанням шнекових транспортуючих систем.

Предметом дослідження є закономірності взаємодії зернового матеріалу з робочими органами шнекового зернонавантажувача, а також конструктивні й експлуатаційно-технологічні параметри шнекового живильника та системи вивантаження.

Новизна отриманих результатів полягає в уточненні аналітичних залежностей для визначення продуктивності та енергетичних витрат шнекових конвеєрів з урахуванням реальних умов транспортування зернового матеріалу, а також у науковому обґрунтуванні раціональних конструктивних параметрів Т-

подібного шнекового живильника зерноавантажувача, що забезпечують підвищення продуктивності та зменшення питомих енерговитрат.

Практичне значення роботи полягає у можливості використання отриманих результатів при проєктуванні, модернізації та експлуатації зерноавантажувального обладнання в умовах складських і елеваторних комплексів. Запропоновані конструктивні рішення та розрахункові методики дозволяють підвищити надійність роботи шнекових систем, зменшити енергоємність процесу перевантаження та забезпечити збереження якості зернового матеріалу. Результати дослідження можуть бути використані у виробничій практиці, а також у навчальному процесі при підготовці фахівців агроінженерного профілю.

Робота складається з вступу, чотирьох розділів, використаної літератури та додатків.

Ключові слова. Технологічний процес, насіння, зерновий матеріал, живильник, продуктивність, привод.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНО–ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1 Огляд сучасних технологій переміщення та навантаження зернового матеріалу у складських комплексах	8
1.2 Огляд особливостей конструкцій зернонавантажувачів	11
1.3 Огляд конструкцій існуючого обладнання	17
РОЗДІЛ 2 АНАЛІТИКО–ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ	22
2.1.Вибір і обґрунтування методів дослідження шнекових конвеєрів	23
2.2.Дослідження та обґрунтування експлуатаційно–технологічних параметрів живильника зернонавантажувача	25
2.3.Розрахунок вала живильника зернонавантажувача	28
2.4. Розрахунок споживаної потужності системою вивантаження	35
РОЗДІЛ 3 ПРОЄКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ	37
3.1.Рекомендації щодо вибору електродвигуна для транспортуючої системи	37
3.2.Оптимізація шнекових конвеєрів з центральним валом	37
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	45
4.1.Заходи охорони праці при перевантаженні зерна у складах	45
4.2.Надзвичайні ситуації, що виникають при перевантаженні зерна у складах	45
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	52
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	60

ВСТУП

Доцільність зберігання зернового матеріалу у складах зумовлена технологічними, економічними та логістичними особливостями функціонування аграрних підприємств. Після завершення збиральної кампанії зерно надходить у господарство протягом обмеженого часового періоду, тоді як процес його подальшої реалізації, транспортування або використання може розтягуватися на місяці. Тому створення умов для акумулювання великих партій продукції є обов'язковим етапом інтегрованого виробничо-логістичного циклу. Зберігання у складах забезпечує стабільність показників якості, підтримання оптимальних температурно-вологісних умов, запобігання самозігріванню та розвитку мікробіологічних процесів, а також зменшує механічні втрати. Наявність складських потужностей дозволяє господарству гнучко керувати потоками продукції, усуваючи сезонну нерівномірність і оптимізуючи графіки транспортування. Економічна доцільність зберігання проявляється у можливості реалізації зерна у періоди сприятливої ринкової кон'юнктури, що підвищує доходність виробництва.

У процесі зберігання зерновий матеріал не є статичним об'єктом, оскільки практично на кожному етапі логістичного ланцюга виникає необхідність його переміщення. Під час надходження до складу зерно потребує перевантаження з транспортних засобів на механізовані лінії подачі, його розподілу у внутрішній інфраструктурі складу, спрямування на очищення чи досушування, а також формування окремих технологічних партій. Період зберігання супроводжується необхідністю рециркуляції й усереднення зернової маси, що використовується для вирівнювання вологості та температурних градієнтів, запобігання локальному самозігріванню та покращення повітрообміну. Всі ці операції пов'язані з багатократним переміщенням зернового матеріалу, у процесі якого надійність і

продуктивність перевантажувального обладнання є визначальними факторами стабільності зберігання.

Завершальна стадія логістичного циклу – відвантаження зерна зі складів у транспортні засоби – також потребує механізованого перевантаження. У сучасних умовах ефективність цієї операції безпосередньо впливає на економічні результати підприємства, оскільки затримки у навантаженні спричиняють простой автотранспорту, збільшення вартості логістичних послуг і втрату конкурентних переваг на ринку. Таким чином, інтенсивність експлуатації перевантажувальних систем упродовж усього циклу зберігання зернових зумовлює необхідність їх технічного вдосконалення.

Серед різноманітних механізмів переміщення зернових матеріалів значне поширення отримали шнекові конвеєри. Їх привабливість пояснюється простотою конструкції, компактністю, здатністю працювати під різними кутами та ефективністю у закритих просторах складів. Шнекові системи забезпечують безперервність подачі матеріалу, стійкість роботи у змінних умовах та відносно низькі витрати на обслуговування. Однак експлуатаційні навантаження, висока абразивність зернових матеріалів і необхідність забезпечення стабільності продуктивності призводять до зношування шнекових стрічок і жолобів, збільшення енерговитрат, а також ризику травмування зерна. Це визначає актуальність дослідження процесів взаємодії зернового матеріалу зі шнековим робочим органом, аналізу його динамічних характеристик і пошуку шляхів підвищення ефективності.

Удосконалення технології перевантаження зернових матеріалів на основі поглибленого вивчення роботи шнекового конвеєра дозволяє оптимізувати конструктивні параметри транспортних систем, зменшити питомі енерговитрати, підвищити довговічність елементів, а також забезпечити збереження якості продукції.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Огляд сучасних технологій переміщення та навантаження зернового матеріалу у складських комплексах

Ефективність функціонування зернових складів значною мірою визначається раціональністю технологій переміщення та навантаження зернового матеріалу, адже саме внутрішньоскладська логістика забезпечує безперервність виробничих операцій, стабільність якісних показників продукції та своєчасне виконання відвантажувальних робіт. Зростання обсягів зберігання та експорту зерна, а також підвищення вимог до енергоефективності та мінімізації втрат зумовлюють необхідність упровадження інноваційних рішень у транспортних системах складів. На сучасних елеваторних та складських комплексах використовують різноманітні механізовані засоби транспортування, серед яких стрічкові конвеєри, ковшові норії, шнекові транспортери, пневматичні системи та мобільні перевантажувальні агрегати. Кожна з цих технологій виконує специфічні функції у загальній логістичній схемі та має свої конструктивні та експлуатаційні особливості.

Технологія переміщення зернових матеріалів у складах ґрунтується на необхідності реалізації трьох основних процесів: подачі зерна на зберігання, його внутрішнього розподілу та рециркуляції, а також відвантаження транспортним засобам. На етапі приймання зерна ключовим завданням є забезпечення безперервності потоку від транспортних засобів після поля або сушарки до місць постійного зберігання. У більшості складів для цього застосовуються стрічкові або скребкові транспортери, які забезпечують високу продуктивність та мінімальний вплив на цілісність зернівки. Стрічкові конвеєри вирізняються високою енергоефективністю, низьким рівнем механічних ушкоджень зерна та широкими можливостями щодо компоновки транспортних маршрутів. Особливо

ефективними вони є при горизонтальному або слабонахиленому переміщенні великих потоків зерна між технологічними вузлами. У свою чергу, скребкові (ланцюгові) транспортери використовуються в умовах обмеженого простору, де необхідно забезпечити одночасно горизонтальне та вертикальне переміщення.

У вертикальних напрямках основним транспортним обладнанням залишаються ковшові норії, які дозволяють піднімати зерно на значну висоту з продуктивністю, що може перевищувати 200 т/год. Проте норії мають властивість підвищувати рівень механічних пошкоджень, особливо у сухих зернових культур із крихкою оболонкою. У цьому напрямі активно ведуться дослідження щодо оптимізації конструкції ковшів, швидкості руху стрічки та способів завантаження і розвантаження, що спрямовані на зменшення травмування зерна та підвищення довговічності обладнання.

Суттєву роль у технології внутрішньоскладських переміщень відіграють шнекові конвеєри. Їх застосовують для живлення технологічних ліній, подачі зерна з підлогових складів, заповнення окремих секцій, а також для рециркуляції зернової маси під час усереднення. Перевагою шнекових систем є простота конструкції, універсальність щодо розміщення та можливість роботи у будь-якому просторі складу, включаючи обмежені та важкодоступні зони. Разом із тим, інтенсивний характер взаємодії шнека із зерною масою призводить до підвищених енерговитрат, зношування спіралі та жолоба, а також травмування зерна. Це робить актуальними дослідження, спрямовані на оптимізацію геометрії гвинтової поверхні, підбір матеріалів та аналіз режимів руху зернової маси у шнекових транспортерах. У сучасних наукових роботах значна увага приділяється моделюванню динаміки насипних матеріалів у шнекових каналах, що дозволяє підбирати конструкції з мінімальним опором переміщенню та найбільш раціональною продуктивністю.

Окреме місце у внутрішньоскладських операціях займає технологія рециркуляції зерна, необхідна для вирівнювання температури та вологості у

масиві зберігання. У великих елеваторних комплексах рециркуляція реалізується за допомогою комбінації норій та конвеєрів, тоді як у підлогових складах переважно застосовуються мобільні шнеки та фронтальні навантажувачі. Ефективність цього процесу визначається рівномірністю перемішування, продуктивністю обладнання та мінімальним порушенням структури зернової маси.

Важливою складовою логістичного циклу є технології навантаження транспортних засобів. Сучасні системи навантаження передбачають формування потоків зерна з різних секцій складу, їх дозування та подачу до транспортних засобів із необхідною продуктивністю. Автомобільний транспорт найчастіше завантажують за допомогою комбінації живильних шнеків, стрічкових конвеєрів та спеціалізованих телескопічних завантажувачів, які дозволяють рівномірно заповнювати кузов без необхідності вручну вирівнювати поверхню. Для залізничного транспорту використовують високопродуктивні бункери–гравітаційні завантажувачі, з'єднані із системами забірних конвеєрів або норій. У таких системах надзвичайно важливими є точність дозування, стабільність потоку та мінімальний вплив на цілісність зерна, що особливо актуально у випадку експортних партій.

В останні роки активно розвиваються пневматичні технології транспортування, які забезпечують гнучкість логістичних схем та мобільність обладнання. Пневмотранспорт дозволяє швидко переміщувати зерно у складських приміщеннях незалежно від їх геометрії, обходити перешкоди та організовувати транспортні маршрути з мінімальними витратами на монтаж. Водночас пневматичні системи мають підвищене енергоспоживання та створюють ризики травмування зернівки через ударну дію потоку, що обмежує їх використання як основних транспортних засобів у довготривалому режимі.

Суттєвим напрямом удосконалення складських технологій є автоматизація транспортних процесів. Сучасні системи керування дозволяють відстежувати

продуктивність, контролювати рівень заповнення складів, автоматично регулювати швидкість конвеєрів та забезпечувати оптимальні режими рециркуляції. Використання датчиків масової витрати, автоматичного регулювання подачі та систем контролю забруднення істотно підвищує точність дозування і зменшує втрати. Такі технології особливо важливі при роботі з великими експортними партіями, де точність обліку та швидкість навантаження є критичними параметрами.

Підвищення ефективності переміщення та навантаження зернових матеріалів у складах напряму залежить від правильного вибору технологічних засобів та їх адаптації до конкретних умов експлуатації. У сучасних дослідженнях усе більшої актуальності набувають питання енергоефективності транспортних систем, зниження рівня травмування зерна, підвищення ресурсу обладнання та оптимізації процесів взаємодії робочих органів із сипким матеріалом. Комплексний науково-технічний підхід до аналізу цих процесів створює передумови для розроблення удосконалених конструкцій конвеєрів, у тому числі шнекових, які можуть забезпечити підвищену продуктивність, зменшені енерговитрати та покращені умови зберігання зернового матеріалу.

1.2 Огляд особливостей конструкцій зернонавантажувачів

Зернонавантажувачі є важливими елементами механізації складських та післязбиральних операцій, оскільки забезпечують подачу зерна до транспортних засобів, формування та переміщення кагатів, завантаження зернової маси в очисні агрегати, сушильні установки та різні типи сховищ. Ці машини працюють у режимі безперервної дії й поєднують у своїй конструкції два основні транспортуючі вузли – живильний механізм і транспортер. Живильник виконує функцію забору зерна з поверхні кагату або підлоги, після чого подає його до транспортера, який, у свою чергу, переміщує зерновий матеріал у заданому напрямку та на необхідну висоту завантаження.

До зернонавантажувачів висувається низка експлуатаційних вимог, що визначають їхню придатність до роботи в умовах інтенсивного та тривалого використання. Насамперед, машина повинна мінімізувати пошкодження зерна – допустимий рівень травмування не має перевищувати 0,5%. Конструкція транспортера, його висота, виліт та просторове розташування повинні забезпечувати можливість акуратного та рівномірного заповнення кузовів автомобілів, причепів і тракторних транспортних засобів без потреби залучення додаткових робітників для ручного вирівнювання поверхні зернової маси. Крім того, зернонавантажувач повинен забезпечувати можливість формування окремого кагату під час розвантаження автотранспорту, а також ефективно виконувати операцію перелопачування у кілька проходів. Не менш важливою є можливість рівномірного розкидання зерна тонким шаром на значну площу, що необхідно під час підсушування в польових або складських умовах.

Робочі органи таких машин повинні забезпечувати високий рівень чистоти забору зерна, тобто мінімізувати захоплення сторонніх домішок і ґрунтових частинок. Додатково важливим є якісне копіювання поверхні, що дозволяє ефективно працювати в умовах нерівного рельєфу без втрат продукції. Мобільність, легкість керування та здатність швидко змінювати режим функціонування або тип виконуваної операції є ключовими вимогами до сучасних зернонавантажувачів, особливо в умовах інтенсивних сезонних навантажень.

За конструктивними ознаками та типом робочих органів зернонавантажувачі поділяють на три основні групи: скребкові, шнекові та комбіновані (рис. 1.1). У комбінованих машинах можливі різні варіанти поєднання транспортера та живильника: транспортер може бути скребковим, а живильний орган – шнековим, дисковим або планчатим; або навпаки – транспортувальний механізм шнекового типу може працювати у поєднанні зі скребковим чи дисковим живильником. До комбінованих конструкцій також належать машини, у яких між живильником і транспортером використано додаткову транспортуючу ланку – шнекову чи

скребкову, що забезпечує плавну та безперебійну передачу зернового потоку.

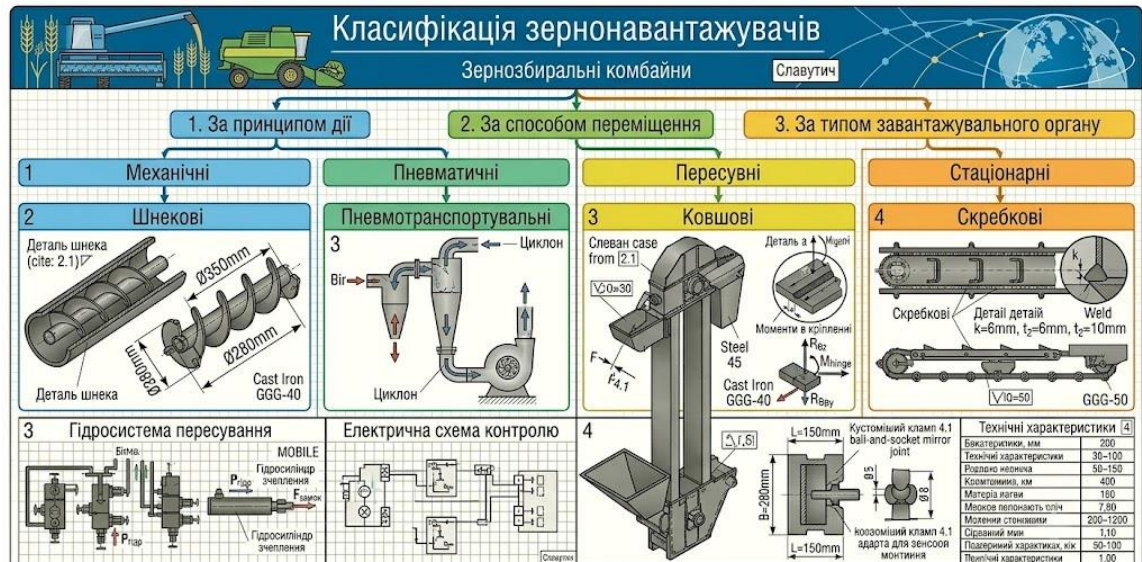


Рисунок 1.1 – Класифікація зерноавантажувачів

Усі три конструктивні групи зерноавантажувачів можуть виконуватися у вигляді причіпних, навісних або самохідних машин залежно від їхнього функціонального призначення та умов експлуатації. Скребкові та шнекові живильники можуть мати прямоточне, Г-подібне або Т-подібне компонування відносно повздовжньої осі транспортера, що дає змогу оптимізувати їхню роботу в різних виробничих сценаріях та підвищує універсальність використання в зернопереробних і складських комплексах.

У сучасних технологічних системах післязбирального обробітку зерна важливою ланкою є механізоване переміщення матеріалу в межах току та зерносховищ. Одним з основних типів машин, що виконують ці операції, є зерноавантажувачі, функціональне призначення яких охоплює завантаження зерна у транспортні засоби, формування та рихлення кагатів, подачу матеріалу до зерноочисних машин, сушильних агрегатів, а також безпосереднє наповнення складів різних типів. Конструктивно такі машини належать до групи обладнання безперервної дії, оскільки передача потоку зерна здійснюється без циклічних

перерв. Основним елементом транспортуючої системи у більшості зерноавантажувачів є живильний вузол, що забезпечує відбір зерна з кагату або з поверхні току, та транспортер, який переміщує матеріал у визначеному напрямі та на потрібну висоту.

Рациональна експлуатація зерноавантажувальних машин потребує дотримання низки вимог, що гарантують збереження якості продукції та відповідність технологічним умовам. Однією з ключових вимог є мінімізація травмування зерна: допустимий рівень механічних пошкоджень не повинен перевищувати 0,5 %, що особливо актуально при роботі з насіннєвим матеріалом. Крім того, конструкція транспортера та його кінематичне розташування повинні забезпечувати зручне та рівномірне завантаження автомобільних кузовів, тракторних причепів або бункерів без необхідності додаткового ручного вирівнювання шару зерна. Серед інших вимог – здатність машини формувати рівномірні кагати під час розвантаження, забезпечувати розстилання зернової маси тонким шаром із метою її природного підсушування, а також здійснювати перелопачування матеріалу під час його зберігання.

У структурі сучасного парку зерноавантажувальних машин виділяють три основні групи за типом робочих органів: скребкові, шнекові та комбіновані. До комбінованих належать машини, у яких робочі органи поєднуються у різних варіантах, наприклад скребковий транспортер доповнюється шнековим або дисковим живильником, або навпаки – шнековий транспортер працює у комплексі зі скребковим чи планчатим живильним механізмом. Існують також конструкції, де між живильником і основним транспортером передбачена проміжна ланка, що дозволяє підвищити стабільність потоку та розширити функціональні можливості машини. Усі групи зерноавантажувачів випускаються у причіпному, навісному або самопересувному виконанні.

Конфігурація робочих вузлів визначає кінематичні можливості машини, зокрема здатність транспортера змінювати положення відносно напрямку руху

зерноавантажувача. Транспортер може бути розташований паралельно поступальному руху агрегату, перпендикулярно до нього або виконувати поворот на кут до $\pm 90^\circ$, що істотно розширює технологічні режими роботи. Найбільшого поширення сьогодні набули самопересувні та навісні зерноавантажувачі зі схемою Т-подібного розташування живильника, оскільки така конструкція забезпечує підвищену маневреність та дозволяє працювати з великими об'ємами зерна, що надходить під час пікових завантажень току.

Самопересувні машини з Т-подібним живильником поділяють на дві основні групи. У першій – транспортер є жорстко зафіксованим уздовж подовжньої осі рами машини. У другій – транспортер здатний здійснювати поворот відносно цієї осі на кут до $\pm 90^\circ$, що полегшує завантаження транспортних засобів та формування кагатів. У таких конструкціях живильник поєднано з транспортером через проміжну ланку, яка стабілізує подачу матеріалу навіть при зміні положення основного транспортера. Прикладами цих машин є зерноавантажувачі ЗС–60 (із жорстким розміщенням транспортера) та ЗПС–60 (із поворотним транспортером). У сегменті навісних агрегатів типовим представником є модель ЗПН–60.

Ефективність застосування зерноавантажувачів під час масової післязбиральної доробки зерна залежить від маневреності, конструктивної гнучкості та здатності машини швидко переходити між різними режимами роботи. Важливим критерієм вибору обладнання є продуктивність, яка має відповідати середньодобовому та піковому надходженню зернового матеріалу на тік. Для току з сезонним надходженням до 2 тис. т достатньо агрегату продуктивністю 25–30 т/год, тоді як при обсягах 3–6 тис. т доцільно використовувати машини продуктивністю 60 т/год. При цьому враховують не лише розміри току, а й допустимі простої автотранспорту під навантаженням, що істотно впливають на загальну логістичну ефективність.

Конструктивний вибір типу живильника визначається умовами роботи та

вимогами до якості подачі матеріалу. Живильники прямоочного типу мають просту технологічну схему, проте забезпечують відбір зерна лише вузькою смугою. Г-подібні живильники можуть працювати як у режимі періодичного заглиблення, так і при безперервному поступальному русі. Проте їхня здатність обробляти нижні ущільнені шари кагату є обмеженою, а величина лобового опору часто призводить до збільшення енергоспоживання. Удосконалені конструкції з горизонтальним розташуванням робочої гілки ланцюга мають кращу взаємодію зі зерною масою завдяки опорі на вертикальну підпірну стінку, що дозволяє збільшити коефіцієнт заповнення та зменшити втрати.

Вибір транспортера визначає можливості машини щодо дальності та траєкторії подачі матеріалу. Незважаючи на низьку вагу, пневматичні транспортні системи є енергоємними та потребують потужних вентиляторів, тому застосовуються обмежено. Стрічкові транспортери також мають обмеження через складність роботи з сипкими матеріалами у відкритих умовах. Тому найбільш раціональними для зернонавантажувачів є шнекові та скребкові транспортуючі системи, причому при високоресурсних навантаженнях перевагу надають скребковим, тоді як шнекові використовують переважно у машинах малої продуктивності.

Вибір способу агрегування зернонавантажувача залежить від типу живильника. Т-подібні живильники та дискові системи застосовують на самопересувних або навісних машинах із безперервним переміщенням агрегату. Натомість живильники Г-подібної та планчатої конструкції є більш універсальними та можуть функціонувати як у причіпних, так і у самохідних чи навісних варіантах виконання. Привід робочих органів здійснюється від двигуна внутрішнього згоряння, електродвигуна або через ВВП трактора, що дозволяє адаптувати зернонавантажувач до конкретних умов експлуатації.

1.3 Огляд конструкцій існуючого обладнання

У даному розділі здійснено систематизований огляд існуючих конструкцій самохідних та переносних навантажувальних машин, що застосовуються у зернопереробній галузі. Метою аналізу є виявлення технічних рішень, найбільш релевантних до умов роботи запропонованого пересувного шнекового навантажувача, та визначення його позиціонування серед машин-аналогів [3].

Однією з найбільш технологічно досконалих конструкцій даного класу є самохідний ковшовий шнековий навантажувач Р6–КШП–6 (рис. 1.2). Машина призначена для вантаження зерна та качанів кукурудзи з наземних складських площ у транспортні засоби, на конвеєри та в інші приймальні пристрої. Конструкція включає ковшовий елеватор із підгрібаючими шнеками, поворотний стрічковий транспортер та колісний ходовий візок.



Рисунок 1.2 – Самохідний ковшовий шнековий навантажувач
Р6 – КШП – 6

Привід робочих органів здійснюється від п'яти електродвигунів і двох гідроциліндрів. Передбачено дистанційне керування з переносного пульта та можливість роботи в автоматичному режимі. Завдяки високому рівню механізації машина обслуговується одним оператором.

Технічні характеристики Р6–КШП–6 , зокрема продуктивність становить 110 т/год для зерна та 65 т/год для кукурудзи, максимальна висота скидання – 3100 мм, встановлена потужність – 10,8 кВт, маса – 2100 кг.

До розгляду включено також зерномет ЗМ–30 (рис. 1.3) – універсальну машину для перекидання та формування насипів зерна. Продуктивність становить 30 т/год для пшениці з вологістю до 16–18%, ширина захвату – 4170 мм, а встановлена потужність – 7,5 кВт. Змінюючи положення тримера, машину можна адаптувати під різні технологічні схеми внутрішньоскладських робіт. Маса конструкції – 1339 кг.



Рисунок 1.3 – Зерномет ЗМ – 30

Серед найбільш поширених машин даної групи виділяється КШП–5 (рис. 1.4) – мобільний самохідний навантажувач безперервної дії. Він застосовується для

завантаження зернових культур у транспорт, штабелювання та переміщення маси всередині складів. Продуктивність становить 100 т/год для зерна та 60 т/год для кукурудзи. Машина оснащена п'ятьма електродвигунами сумарною потужністю 10,35 кВт, має ширину захвату 1800 мм та масу 2200 кг.



Рисунок 1.4 – Навантажувач ковшовий шнековий КШП–5

Окрему групу становлять менш енергомісткі та конструкційно прості переносні шнекові навантажувачі, призначені для завантаження та переміщення зерна у складських приміщеннях, сушарках та фермерських господарствах (рис. 1.5).



Рисунок 1.5 – Шнековий навантажувач ПШП-4А (ПШ-4)

Шнековий навантажувач ПШ-4 характеризується продуктивністю 6 т/год при діаметрі шнека 90 мм та установленій потужності 0,75 кВт. Мала маса (136 кг) та компактність полегшують його використання в обмежених умовах.

Технічні параметри переносних шнекових навантажувачів ПШП-4А. Їх продуктивність коливається в межах від 4 до 30 т/год залежно від діаметра та кута нахилу шнека.

Також значного поширення набули транспортери шнекові типу КО.91.00 (рис. 1.6) з діаметром труби 219 мм, довжиною 11,4 м та продуктивністю до 18 т/год при кутах нахилу до 40°. Подібні конструкції широко застосовуються в системах внутрішньоскладського транспортування сипких матеріалів.



Рисунок 1.6 –Транспортер шнековий

Між цими групами спостерігається суттєва конструкційна та функціональна різниця. Самохідні машини забезпечують значну продуктивність, але характеризуються високою масою, складністю конструкції та значними енергетичними витратами. Переносні агрегати, навпаки, є малопотужними, проте простими й універсальними у застосуванні.

Враховуючи наведений аналіз, доцільним для підвищення технологічної операціях перевантаження зернового матеріалу у складах є удосконалення пересувного шнекового навантажувача, який за функціональністю займатиме проміжне місце між самохідними високопродуктивними машинами та переносними агрегатами, поєднуючи мобільність і простоту з розширеними технологічними можливостями.

2 АНАЛІТИКО–ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір і обґрунтування методів дослідження шнекових конвеєрів

Дослідження шнекових конвеєрів ґрунтується на комплексному підході, що поєднує аналітичні, експериментальні та чисельні методи. Основною метою є визначення закономірностей руху сипучого матеріалу всередині шнека, оцінка енергетичних витрат та оптимізація конструктивних параметрів. Вибір методів дослідження обумовлений складністю процесів, що відбуваються у робочому органі, де взаємодіють тверді частинки, сила тертя та геометрія гвинтової поверхні.

Аналітичний метод базується на використанні рівнянь механіки для опису руху частинок уздовж гвинтової лінії. Припускаючи, що матеріал рухається по поверхні шнека під дією гравітаційної сили та сили тертя, можна записати рівняння рівноваги у проекції на осьову та тангенціальну координати. Для елемента матеріалу масою m на гвинтовій поверхні з кутом нахилу β та кутом підйому гвинтової лінії α рівняння має вигляд:

$$mg \sin \beta - F_{тер} = ma, \quad (2.1)$$

де $F_{тер}$ – сила тертя

$$F_{тер} = \mu N, \quad (2.2)$$

де μ – коефіцієнт тертя;

N – нормальна реакція,

$$N = mg \cos \beta. \quad (2.3)$$

Враховуючи геометрію шнека, швидкість переміщення матеріалу уздовж осі можна визначити як:

$$\vartheta = \omega r \tan \alpha , \quad (2.4)$$

де ω – кутова швидкість обертання шнека;

r – радіус гвинтової поверхні;

α – кут підйому гвинтової лінії, що визначається співвідношенням

Чисельне моделювання застосовується для уточнення аналітичних результатів, оскільки реальний процес транспортування сипучого матеріалу супроводжується складними явищами, такими як відділення частинок, утворення застійних зон та нерівномірність навантаження. Для цього використовується метод дискретних елементів, що дозволяє моделювати рух кожної частинки з урахуванням сил взаємодії. Рівняння руху для кожної частинки записується у вигляді:

Рівняння руху для кожної частинки записується у вигляді другого закону Ньютона:

$$m_i \frac{d^2 \vec{r}_i}{dt^2} = \sum \vec{F}_i$$

де

m_i — маса i -ї частинки, кг;

$\vec{r}_i$ — радіус-вектор положення i -ї частинки;

$\frac{d^2 \vec{r}_i}{dt^2}$ — прискорення частинки;

$\sum \vec{F}_i$ — рівнодійна всіх сил, що діють на частинку.

У проєкціях на координатні осі рівняння руху має вигляд:

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = \sum F_{xi}$$

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = \sum F_{yi}$$

Експериментальний метод передбачає проведення натурних або лабораторних досліджень для визначення коефіцієнтів тертя, реальної продуктивності та енергетичних витрат. Для цього використовується стенд із можливістю регулювання швидкості обертання шнека та вимірювання моменту на валу. Потужність приводу визначається за формулою:

$$N = \frac{M\omega}{\eta}, \quad (2.7)$$

де M – крутний момент на валу;

η – коефіцієнт корисної дії приводу.

Обґрунтування вибору зазначених методів полягає у необхідності отримання достовірних даних для різних режимів роботи конвеєра. Аналітичні методи дозволяють швидко оцінити вплив конструктивних параметрів, чисельні – врахувати складні взаємодії частинок, а експериментальні – перевірити адекватність моделей та визначити реальні значення параметрів. Комплексне використання цих методів забезпечує високу точність прогнозування продуктивності та енергетичних характеристик шнекових конвеєрів.

2.2 Дослідження та обґрунтування експлуатаційно–технологічних параметрів живильника зернонавантажувача

Поставлене завдання передбачало суттєву модернізацію існуючого переносного навантажувача з метою створення на його основі самохідної машини, здатної забезпечувати продуктивність не менше 60 т/год, наприклад, під час навантаження насіння пшениці. Для реалізації цієї мети першим етапом є визначення оптимальної конструктивної схеми живильного пристрою. Проведений аналіз у попередньому розділі дозволив обґрунтувати вибір шнекового живильника Т-подібної конфігурації, що передбачає використання уніфікованих вузлів та деталей, виробництво яких налагоджене на підприємстві–виготовлювачі.

Продуктивність Q шнеків із суцільними гвинтовими лопатями визначається за аналітичним виразом

$$Q = 47,1[(D + 2\lambda)^2 - d^2]S\psi n\gamma c, \quad (2.8)$$

де D – діаметр гвинтової поверхні по зовнішній кромці витка, $D=0.2$ м; d – Розмір осьового вала шнека, виміряний по його зовнішній поверхні, м, приймаємо $d=0,048$ м; λ – відстань у радіальному напрямку між крайовою частиною витка гвинта та внутрішньою стінкою кожуха шнека, $\lambda=0.12$ м; S – крок витків, $S=0,2$ м; ψ – коефіцієнт заповнення, $\psi=1$; n – кількість повних обертів гвинта, що виконується протягом однієї хвилини; γ – величина, що характеризує об’ємну густину сипучого матеріалу в процесі транспортування, $\gamma=0,75$ т/м³; c – величина, що відображає зниження ефективності транспортування матеріалу при роботі шнека під певним кутом, $c=1$. Використовуючи формулу (2.8) та задані геометричні характеристики, розрахуємо оптимальне число обертів шнека для

забезпечення заданої продуктивності

Таким чином, за прийнятих конструктивних параметрів мінімальна частота обертання шнека, що забезпечує задану продуктивність, становить приблизно 148 об/хв. Наступним етапом розрахунку є визначення потужності приводу N , необхідної для роботи шнека. Загальна потужність формується з кількох складових:

де F – опір тертя, що виникає при контакті матеріалу з внутрішньою поверхнею кожуха під час його переміщення, Н;

v – лінійна швидкість переміщення матеріалу в межах внутрішнього простору кожуха шнека, м/с.

Сила тертя — це сила, що виникає при взаємодії двох тіл, які дотикаються одне до одного, і перешкоджає їхньому відносному переміщенню.

Вона визначається залежно від стану тіл (спокій чи рух). Для класичного тертя ковзання сила тертя визначається за законом Амонтона — Кулона:

$$F_{\text{тр}} = \mu \cdot N$$

Де:

$F_{\text{тр}}$ - сила тертя ковзання (Н);

μ - коефіцієнт тертя ковзання (безрозмірна величина, що залежить від матеріалу та якості обробки поверхонь);

N — сила нормальної реакції опори (Н), яка притискає тіло до поверхні.

Основні випадки визначення сили реакції опори N :

Рух по горизонтальній поверхні (якщо зовнішня сила діє паралельно їй):

$$N = m \cdot g \Rightarrow F_{\text{тр}} = \mu \cdot m \cdot g$$

(де m - маса тіла, $g \approx 9,81 \text{ м/с}^2$ — прискорення вільного падіння).

Рух по похилій площині з кутом нахилу α :

$$N = m \cdot g \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_{\text{тр}} = \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

Види сили тертя:

Тертя спокою: виникає між нерухомими тілами, коли намагаються зрушити одне з них. Вона дорівнює за модулем зовнішній силі, що намагається зрушити тіло ($F_{\text{тр}} = F_{\text{зовн}}$), і діє доти, доки не досягне свого максимального значення:

$$F_{\text{тр.сп.мах}} = \mu_{\text{сп}} \cdot N.$$

Тертя ковзання: виникає під час відносного руху тіл. На практиці вона трохи менша за максимальну силу тертя спокою.

Тертя кочення: виникає, коли одне тіло котиться по поверхні іншого (наприклад, колеса транспортного візка жатки чи комбайна). Вона значно менша за силу тертя ковзання і визначається як:

$$F_{\text{коч}} = f \cdot \frac{N}{R}$$

(де f - коефіцієнт тертя кочення, що має розмірність довжини, а R - радіус ковзанки/колеса).

Потужність, яка витрачається на підйом матеріалу, що транспортується на задану висоту N_2

$$N_2 = P_3 R_0 (\omega - \omega_3) + P_3 R (\omega - \omega_3),$$

підставимо значення

$$N_2 = 1422 \cdot 0,08(15,49 - 15,1) + 1422 \cdot 0,1(15,49 - 15,1) = 99,8 \text{ Вт}$$

Розрахунок потужності, необхідної для роботи шнека, здійснюється за наступним виразом

$$N = \frac{(1819 + 99,82)1,2}{0,96} = 2399 \text{ Вт} = 2,4 \text{ кВт}$$

Розрахунки показують, що для досягнення встановленої продуктивності за прийнятих геометричних розмірів елементів шнека мінімальна потужність приводу складає приблизно 2,4 кВт.

2.3 Розрахунок вала живильника зерноавантажувача

Т-подібний живильник зерноавантажувача наведено на рисунку 2.1. Конструктивне рішення передбачає можливість зменшення габаритних розмірів машини при переведенні її в транспортне положення. Для реалізації цієї вимоги шнек живильника виконаний секційним і складається з двох центральних та двох крайніх шнеків. Крайні секції разом із кожухом мають конструктивну можливість від'єднання, що забезпечує швидке і зручне переведення агрегату з робочого положення в транспортне. Така компоновка дозволяє не лише зменшити габарити машини, але й спрощує її транспортування, підвищує мобільність та знижує ризик пошкодження робочих органів під час перевезення. Крім того, модульна конструкція полегшує технічне обслуговування та ремонт, оскільки окремі секції можна демонтувати без розбирання всього вузла.



Рисунок 2.1 – Т-подібний живильник зерноавантажувача

На рисунку 2.1 наведено загальний вигляд розробленого Т-подібного

живильника зернонавантажувача, де позначено: 1 – центральні малі шнеки; 2 – крайні малі шнеки. Конструкція передбачає секційне виконання робочих органів, що забезпечує можливість зменшення габаритів машини при переведенні її в транспортне положення. Крайні шнеки разом із кожухом виконані з можливістю швидкого від'єднання, що значно спрощує процес трансформації агрегату з робочого стану в транспортний. Така компоновка підвищує мобільність машини, полегшує транспортування та знижує ризик пошкодження робочих органів під час перевезення. Крім того, модульна конструкція сприяє зручності технічного обслуговування та ремонту.

Для виконання розрахунку вала необхідно визначити діючі на нього навантаження. Однією з основних складових є крутний момент, що передається валом шнека, величина якого була встановлена на попередньому етапі.

Оскільки крутний момент, визначений на попередньому етапі, передається на дві незалежні гілки приводу, його величину необхідно розділити навпіл. Це пояснюється тим, що кожна з гілок отримує лише половину загального моменту, а вал центрального малого шнека передає відповідну частину навантаження. Таким чином, розрахунок виконується з урахуванням розподілу моменту між двома секціями, що забезпечує коректність визначення навантаження на окремий вал

У попередньому розрахунку не було враховано дію радіальної сили на вал, яка створює згинальний момент. Для коректного визначення навантаження цю силу слід змодельовати, прийнявши її як рівномірно розподілене навантаження по всій довжині вала. Її величина формується за рахунок ваги шару зерна висотою 1 м, що припадає на ширину захвату центрального малого шнека живильника. Для більш критичного випадку припустимо, що вся маса цього шару зосереджена на ширині шнека. Наступним кроком є встановлення числового значення цієї сили,

яке визначається через об'єм матеріалу, його об'ємну вагу та прискорення вільного падіння

$$F_r = \gamma \cdot 1 \cdot l_{ш} \cdot l_{ж}, \quad (2.26)$$

$$F_r = 7500 \cdot 1 \cdot 0,848 \cdot 0,2 = 1272 \text{ Н.}$$

Дія радіальної сили на вал призводить до виникнення опорних реакцій у підшипникових опорах. Величина цих реакцій визначається умовами рівноваги вала під дією розподіленого навантаження. Для спрощення розрахунку припускаємо, що навантаження рівномірно розподілене по довжині вала, а опори сприймають його пропорційно своїм положенням.

Опорна реакція, що виникає під дією радіальної сили, створює згинальний момент у валі. Цей момент необхідно врахувати при розрахунку міцності, оскільки він впливає на напружений стан елемента. Величина згинального моменту визначається добутком опорної реакції на відповідне плече, яке залежить.

Коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями характеризує відношення допустимого значення дотичних напружень для матеріалу до фактичного напруження, що виникає в небезпечному перерізі вала при дії крутного моменту. Цей показник використовується для перевірки міцності на Коефіцієнт запасу міцності – це показник, що характеризує ступінь надійності конструкції, визначаючи відношення допустимого напруження матеріалу до фактичного напруження, яке виникає під дією робочих навантажень. Він використовується для перевірки деталей на міцність і забезпечення їх безпечної експлуатації.

Для забезпечення міцності конструкції коефіцієнт запасу повинен становити не менше $[S]=1,5-1,7$. З урахуванням вимог жорсткості рекомендується, щоб цей показник знаходився в межах $[S]=2,5-3,0$. У даному випадку зазначена умова не виконується, що зумовлює необхідність проведення додаткового розрахунку

перевірки вала на жорсткість.

Наведемо основні положення жорсткісного розрахунку. Для забезпечення нормальної роботи механічних передач і підшипників вали повинні мати достатню жорсткість. Жорсткість вала оцінюється за такими основними параметрами:

- максимальний прогин y , що характеризує відхилення осі вала під дією навантаження;
- кут нахилу поперечного перерізу φ , який впливає на точність роботи зубчастих передач і положення підшипників;
- кут закручування θ , що визначає деформацію вала при крутінні та впливає на точність роботи механізмів.

Дотримання допустимих значень цих параметрів є критично важливим для запобігання перекосам зубчастих коліс, заклинюванню підшипників і зниженню точності ділільних механізмів.

Умови достатньої жорсткості валів записуються у вигляді нерівностей, що обмежують допустимі значення прогину, кута нахилу та закручування.

$$y \leq [y], \theta \leq [\theta], \varphi \leq [\varphi]. \quad (2.38)$$

Допустимі значення пружних переміщень перерізів валів – прогину y кута нахилу φ та кута закручування θ – залежать від конкретних вимог до конструкції і визначаються на основі досвіду експлуатації аналогічних систем. Існують загальні орієнтовні рекомендації щодо вибору допустимих величин цих параметрів, які застосовуються при проектуванні для забезпечення нормальної роботи механізмів:

Для перерізів валів, що працюють під циліндричними зубчастими колесами, встановлюються спеціальні вимоги до жорсткості. Це пов'язано з тим, що прогини та кути нахилу перерізів можуть призвести до порушення точності зачеплення зубців, збільшення зносу та виникнення додаткових динамічних навантажень. Допустимі значення пружних переміщень визначаються з урахуванням досвіду

експлуатації аналогічних механізмів і рекомендацій нормативних документів. Зокрема, для таких перерізів рекомендується обмежувати прогин вала, кут нахилу та кут закручування в межах, що забезпечують стабільність роботи передачі та підшипників.

Дотримання цих умов дозволяє уникнути перекосів зубчастих коліс, заклинювання підшипників і зниження точності ділильних механізмів. Розрахунок жорсткості виконується за формулами, що враховують розподілене навантаження, опорні реакції та геометричні характеристики вала.

Малі значення допустимих пружних переміщень перерізів валів у ряді випадків зумовлюють необхідність визначення їхніх розмірів не за умовою міцності, а за умовою жорсткості. У таких ситуаціях недоцільно застосовувати дорогі високоміцні сталі, якщо це не викликано іншими факторами, наприклад, вимогами до зносостійкості цапф вала.

Розрахункові значення прогинів і кутів повороту перерізів валів визначаються за класичними методами опору матеріалів. Для нашої схеми навантаження наведемо формули, що дозволяють обчислити прогин вала y , кут нахилу φ та кут закручування θ [34, 38]:

- кут нахилу поперечного перерізу θ

для першої опори, рис. 2.2

Обґрунтування розрахункової схеми пальця зчіпки

Для перевірки міцності зчіпного пальця (елемент 3) , який фіксує дишло транспортного візка , його розглядають як двоопорну балку, що піддається дії зосередженого зусилля.

У реальних умовах експлуатації палець встановлюється у вертикальні отвори посиленої причіпної скоби (що виступають жорсткими опорами 1 та 2) , а дишло візка передає розрахункове тягово-динамічне навантаження F_F у точці 4 (по центру або зі зсувом залежно від люфтів).

Базові розрахункові параметри вузла

Згідно з технічними даними вашого проекту комбайна «Славутич»:

Розрахункове навантаження ($F_{\text{розр}}$): 3,35 кН (враховує масу візка жатки 2500 кг, силу тертя кочення та динамічний коефіцієнт $k_d = 1,5$).

Геометричні розміри: Загальна довжина пальця $L = 180$ мм, робочий діаметр $d = 25$ мм.

Матеріал: Конструкційна якісна вуглецева Сталь 45.

Визначення опорних реакцій та згинального моменту

Якщо прикласти силу F точно посередині прольоту скоби ($a = b = \frac{1}{2}$):

Опорні реакції (R_1, R_2): Через симетрію навантаження розподіляється порівну на обидва вушка скоби (палець працює на подвійний зріз):

$$R_1 = R_2 = \frac{F_{\text{розр}}}{2} = \frac{3,35}{2} = 1,675 \text{ кН}$$

Максимальний згинальний момент ($M_{\text{зг}}$):

Виникає безпосередньо в точці прикладання сили (переріз 4):

$$M_{\text{зг.мах}} = \frac{F_{\text{розр}} \cdot l}{4}$$

Завдяки такій схемі розподілу сил, розрахункове напруження зрізу становить всього $\tau = 3,41$ МПа (при допустимих 80 МПа), а напруження згину — $\sigma = 32,74$ МПа (при допустимих 160 МПа). Це підтверджує значний коефіцієнт запасу міцності конструкції.

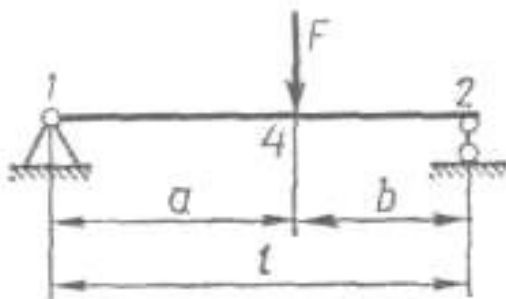


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема навантаження вала шнека

Для другої опори

$$\theta_2 = -F_r ab(a + l) / 6EI , \quad (2.40)$$

Посередині прольоту

$$\theta_4 = F_r ab(b - a) / 3EI = 0 , \text{ оскільки схема симетрична.} \quad (2.41)$$

Отже, проведений розрахунок показав, що за даним критерієм умова жорсткості виконується повністю. Жорсткість вала оцінюється за такими параметрами: максимальним прогином y та кутом закручування θ . Для уточнення розрахунку визначимо величину прогину вала в середині прольоту, оскільки саме в цій точці він досягає найбільшого значення. Розрахунок прогину здійснюється за класичними методами опору матеріалів з урахуванням схеми навантаження, довжини прольоту, модуля пружності та моменту інерції перерізу.

$$y_4 = F_r a^2 b^2 / (3EI) , \quad (2.42)$$

$$y_4 = 1272 \cdot 0,424^2 \cdot 0,424^2 / (3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} 4,95 \cdot 10^{-5} \cdot 0,848) = 1,555 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Кут закручування вала постійного діаметра та довжини LLL визначається за класичною формулою опору матеріалів, що враховує крутний момент, модуль зсуву та геометричні характеристики перерізу:

$$\varphi = T_l l / (GI_p) , \quad (2.43)$$

$$\varphi = 77,5 \cdot 0,848 / (8,1 \cdot 10^{10} \cdot 1,484 \cdot 10^{-6}) = 5,467 \cdot 10^{-4} \text{ рад,}$$

2.4 Розрахунок споживаної потужності системою вивантаження

Продуктивність вивантажувального шнека варто збільшити як мінімум на 20%. Це дозволить уникнути забивання робочого органу пери перевантаження поперечного завантажувального шнека. Використовуючи наведені вище підходи та залежності, виконаємо аналогічний розрахунок для вивантажувального шнека.

Потрібна продуктивність вивантажувального буде визначатись

$$Q' = 1,2Q = 1,2 \cdot 60 = 72 \text{ т/год.} \quad (2.44)$$

Для розрахунку необхідної кількості обертів вала шнека приймемо наступні вихідні дані (позначення описані у попередніх пунктах):

$$D' = 0.2 \text{ м};$$

$$d = 0,048 \text{ м};$$

$$\lambda = 0.12 \text{ м};$$

$$S = 0,2 \text{ м};$$

$$\psi = 0.3;$$

$$\gamma = 0,75 \text{ т/м}^3;$$

$$c = 0,76, \text{ при куті нахилу шнека } 40^\circ [40-42].$$

Тому при таких обертах шнека продуктивність буде забезпечуватись.

Потужність, необхідна для подолання сил тертя, характеризує ту частину енергетичних витрат, яка витрачається виключно на компенсацію опору, що виникає між поверхнями, які взаємодіють під час руху механізму чи виконання технологічного процесу. Вона відображає, яку кількість роботи повинен виконати привід або інший елемент системи, щоб зберегти задану швидкість руху попри втрати, спричинені ковзанням, коченням або внутрішнім опором матеріалів. $V_{\text{т.в'}}$ – абсолютна швидкість руху матеріалу всередині кожуха шнека. Це реальна швидкість переміщення частинок сировини відносно нерухомого корпусу

транспортуючого механізму. Вона формується як результат одночасної дії обертального руху шнека та поступального переміщення частинок уздовж його осі. Фактична величина цієї швидкості залежить від кутової швидкості обертання вала, геометрії гвинтової стрічки, властивостей матеріалу (зернистість, сипкість, вологість), а також від ступеня заповнення простору між витками., м/с.

$$f(P'_1 + G' \cos \beta' \cos \varphi), \quad (2.46)$$

$$P'_2 = G' \sin \beta' \operatorname{tg}(\alpha'_1 + \rho') + G' \cos \beta' \sin \varphi, \quad (2.54)$$

$$P'_2 = 189,2 \cdot 9,81 \sin(40^\circ) \cdot \operatorname{tg}(21,72^\circ + 25^\circ) + 189,2 \cdot 9,81 \cos 40^\circ \sin 25^\circ = 1940 \text{ Н}.$$

Вираз сили тертя

$$F' = f(P'_1 + G' \cos \beta' \cos \varphi), \quad (2.55)$$

$$F' = 0,3(1940 + 189,2 \cdot 9,81 \cos 40^\circ \cos 25^\circ) = 969 \text{ Н}.$$

Загальна потужність для приводу шнека визначається

$$N' = \frac{(1852,7 + 1402)1,2}{0,96} = 4068 \text{ Вт} = 4,07 \text{ кВт}.$$

Забезпечення заданої продуктивності навантажувачем, привід вивантажувального шнека при прийнятих конструктивних розмірах повинен споживати не менше 4,07 кВт. У підсумку, сумарна потужність, необхідна для приводу обох шнеків – живильника та вивантажувального – буде становити, що забезпечить ефективну роботу обладнання, безперервне переміщення матеріалу та оптимальні енергетичні витрати

Тоді

$$N_{\text{заг}} = N + N',$$

$$N_{\text{заг}} = 2,4 + 4,07 = 6,47 \text{ кВт}.$$

На основі наведених обґрунтувань вибираємо електродвигун для приводу.

3 ПРОЄКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Аналіз призначення та умов роботи живильника зерноавантажувача

Живильник зерноавантажувача є одним із основних робочих органів машини, який забезпечує рівномірне захоплення зернового матеріалу з бурта, складу, майданчика або транспортного засобу та його подальшу подачу до транспортуючого органу. Від ефективності роботи живильника значною мірою залежить продуктивність зерноавантажувача, рівномірність подачі зернової маси, енергоємність процесу, а також втрати зерна під час перевантаження.

Під час роботи зерноавантажувача живильник контактує із сипким матеріалом, який має змінні фізико-механічні властивості. До таких властивостей належать вологість, насипна густина, кут природного укосу, коефіцієнт внутрішнього тертя та коефіцієнт тертя зерна по поверхнях робочих органів. Залежно від культури ці показники можуть істотно змінюватися, що впливає на стабільність процесу подачі.

Основними вимогами до конструкції живильника є:

- забезпечення рівномірної подачі зернового матеріалу;
- зменшення пошкодження зерна під час захоплення і транспортування;
- мінімізація втрат матеріалу;
- достатня продуктивність відповідно до технологічного процесу;
- простота конструкції та обслуговування;
- надійність роботи в умовах запиленості;
- можливість регулювання інтенсивності подачі.

У зерноавантажувачах можуть застосовуватися різні типи живильників: шнекові, скребкові, лопатеві, стрічкові, барабанні або комбіновані. Для забезпечення стабільної подачі зерна до транспортера доцільним є використання шнекового або шнеково-лопатєвого живильника, оскільки він має просту конструкцію, компактні розміри, достатню продуктивність і здатний працювати з різними зерновими культурами.

У даній роботі пропонується конструкція живильника, яка забезпечує активне підбирання зернової маси та її спрямування до приймальної частини зерноавантажувача. Конструктивне рішення спрямоване на підвищення рівномірності подачі, зниження енерговитрат і покращення експлуатаційної надійності машини.

3.2. Обґрунтування вибору конструктивної схеми живильника

Для розробки конструкції живильника необхідно враховувати технологічну схему роботи зернонавантажувача. Зерно, яке розміщується у вигляді бурта або шару на майданчику, повинно захоплюватися робочим органом, переміщуватися в поперечному або поздовжньому напрямку та подаватися до основного транспортера.

Найбільш раціональною є конструкція живильника шнекового типу, що складається з вала, гвинтових лопатей, опорних вузлів, приводу та захисного кожуха. Обертання шнека забезпечує переміщення зернової маси вздовж осі вала. За рахунок гвинтової поверхні лопатей зерно захоплюється і переміщується до центральної або бокової зони подачі.

Перевагами шнекового живильника є:

- безперервність технологічного процесу;
- можливість роботи з сипкими матеріалами різної вологості;
- простота виготовлення;
- компактність конструкції;
- можливість регулювання продуктивності шляхом зміни частоти обертання;
- достатня надійність при експлуатації.

Конструктивна схема живильника передбачає встановлення шнека в приймальній частині зернонавантажувача. Вал шнека спирається на підшипникові опори, які закріплені на рамі машини. Привід здійснюється від електродвигуна або від загального приводу зернонавантажувача через ланцюгову, пасову або редукторну передачу.

Для покращення подачі зернового матеріалу лопаті шнека можуть мати змінний крок або бути виконані у вигляді правої і лівої навивки, що спрямовує зерно до центральної частини приймального транспортера. Таке рішення дозволяє рівномірно розподіляти зернову масу та зменшувати перевантаження окремих ділянок машини.

3.3. Опис будови розробленого живильника

Розроблений живильник зернонавантажувача складається з таких основних елементів:

1. рами;
2. шнекового вала;
3. гвинтових лопатей;
4. підшипникових опор;
5. привідного механізму;
6. захисного кожуха;

7. приймальної зони;
8. вузла регулювання положення живильника.

Рама є несучим елементом конструкції та призначена для кріплення всіх основних деталей живильника. Вона виготовляється зі сталевого профілю або листового металу, що забезпечує достатню жорсткість і міцність конструкції.

Шнековий вал є основним робочим органом живильника. На ньому закріплюються гвинтові лопаті, які під час обертання захоплюють зерно і переміщують його у напрямку до транспортера. Вал виготовляється зі сталевий труби або круглого прокату. Використання трубчастого вала дозволяє зменшити масу конструкції без значного зниження її міцності.

Гвинтові лопаті виготовляються з листової сталі та приварюються до вала. Їх форма і крок визначають продуктивність живильника та характер переміщення зернової маси. Для зменшення травмування зерна край лопаті повинен мати плавну форму без гострих виступів.

Підшипникові опори забезпечують обертання шнекового вала та сприймають радіальні навантаження, що виникають під час роботи. Опори розміщуються з обох боків вала і закріплюються на рамі. Для захисту підшипників від пилу та зернових домішок передбачаються ущільнення.

Привідний механізм передає обертальний рух від двигуна до вала живильника. Залежно від конструкції зернонавантажувача привід може здійснюватися через пасову, ланцюгову або редукторну передачу. Найбільш поширеним є ланцюговий привід, оскільки він має просту конструкцію, високу надійність і забезпечує стабільне передавання крутного моменту.

Захисний кожух призначений для запобігання розсипанню зерна, підвищення безпеки роботи та спрямування зернової маси до робочої зони. Кожух також зменшує запиленість робочої зони і захищає оператора від контакту з рухомими частинами.

3.4. Принцип роботи живильника

Під час роботи зернонавантажувача живильник встановлюється у робоче положення таким чином, щоб його шнековий орган контактував із зерновою масою. Після вмикання приводу вал живильника починає обертатися. Гвинтові лопаті захоплюють зерно і переміщують його вздовж осі шнека.

Зернова маса, що знаходиться в зоні дії шнека, під дією гвинтової поверхні лопатей переміщується до приймального транспортера. Далі зерно надходить на основний транспортер зернонавантажувача і переміщується до місця вивантаження.

Інтенсивність подачі зерна залежить від частоти обертання шнека, його діаметра, кроку гвинтової лінії, довжини робочої частини та коефіцієнта заповнення міжвиткового простору. Збільшення частоти обертання підвищує продуктивність, однак при надмірних обертах можливе збільшення пошкодження зерна і зростання

енерговитрат. Тому важливим завданням є вибір оптимальних параметрів роботи живильника.

Розроблена конструкція дозволяє забезпечити безперервну та рівномірну подачу зернової маси до транспортера. Завдяки цьому зменшуються пульсації навантаження на приводні механізми, підвищується продуктивність машини та покращується якість виконання технологічного процесу.

3.5. Розрахунок основних параметрів живильника

Основними параметрами шнекового живильника є діаметр шнека, діаметр вала, крок гвинтової лінії, частота обертання, продуктивність і потужність приводу.

Продуктивність шнекового живильника визначається за формулою:

$$Q = 3600Fv$$

де

Q — продуктивність живильника, кг/год;

F — площа поперечного перерізу шару зерна, що переміщується, м²;

v — осьова швидкість переміщення зерна, м/с;

— насипна густина зерна, кг/м³;

— коефіцієнт заповнення шнека.

Площа поперечного перерізу міжвиткового простору визначається за формулою:

$$[F = (D^2 - d^2)]$$

де

(D) — зовнішній діаметр шнека, м;

(d) — діаметр вала шнека, м.

Осьова швидкість переміщення зернового матеріалу визначається:

(S) — крок гвинтової лінії шнека, м;

(n) — частота обертання шнека, об/хв.

Тоді продуктивність шнекового живильника можна записати у вигляді:

$$[Q = 3600(D^2 - d^2)]$$

Після спрощення отримаємо:

$$[Q = 47,1(D^2 - d^2)Sn]$$

Для забезпечення заданої продуктивності необхідна частота обертання шнека визначається з формули:

Для зернових культур коефіцієнт заповнення шнека зазвичай приймають у межах:

$$[= 0,250,45]$$

Крок шнека найчастіше приймають близьким до його зовнішнього діаметра:

$$[S = 0,8D1,0D]$$

Для зменшення травмування зерна та забезпечення плавної подачі доцільно приймати частоту обертання шнека в межах:

$$[n = 100 \ 300]$$

Остаточні значення параметрів уточнюються з урахуванням необхідної продуктивності зернонавантажувача, конструктивних обмежень і режимів роботи машини.

3.6. Визначення потужності приводу живильника

Потужність, необхідна для приводу шнекового живильника, витрачається на переміщення зернового матеріалу, подолання сил тертя, а також на втрати у приводному механізмі.

Орієнтовна потужність приводу визначається за формулою:

де

(P) — потужність приводу, кВт;

(Q) — продуктивність живильника, т/год;

(L) — довжина транспортування зерна шнеком, м;

(k) — коефіцієнт опору переміщенню зернової маси;

Коефіцієнт корисної дії приводу залежить від типу передачі. Для ланцюгової передачі можна приймати:

[= 0,900,95] Для забезпечення надійної роботи електродвигун підбирають із запасом потужності:

$$[P_{\text{н}} = k_{\text{з}} P]$$

де

(P) — необхідна потужність електродвигуна, кВт;

(k) — коефіцієнт запасу потужності.

Значення коефіцієнта запасу приймають:

$$k = 1,2 \text{ } 1,5$$

Прийняття запасу потужності необхідне для компенсації нерівномірності подачі зерна, можливого збільшення вологості матеріалу, а також зростання опору під час запуску живильника під навантаженням.

3.7. Розрахунок вала живильника на міцність

Вал живильника працює в умовах кручення та згину. На нього діють крутий момент від приводу, навантаження від зернової маси та реакції підшипникових опор.

Крутий момент на валу визначається за формулою:

де

(M) — крутий момент, Н·м;

(P) — потужність на валу, кВт;

(n) — частота обертання вала, об/хв.

Діаметр вала за умовою міцності при крученні можна визначити за формулою:

де

(d) — діаметр вала, м;

(σ) — допустиме дотичне напруження матеріалу вала, Па.

Для виготовлення вала доцільно використовувати конструкційну сталь, наприклад Сталь 45, яка має достатню міцність, добре обробляється різанням і може використовуватися для виготовлення деталей машин загального призначення.

Після визначення розрахункового діаметра вала його значення округлюють до найближчого більшого стандартного розміру. Це дозволяє забезпечити необхідний запас міцності та спростити виготовлення деталі.

3.8. Вибір підшипникових опор

Підшипникові опори живильника призначені для підтримання шнекового вала та забезпечення його обертання з мінімальними втратами на тертя. Під час роботи на підшипники діють радіальні навантаження, які виникають від маси вала, лопатей, зернового матеріалу та сил опору переміщенню.

Для даної конструкції доцільно використовувати кулькові радіальні підшипники, які мають просту конструкцію, достатню вантажопідйомність і широко застосовуються в сільськогосподарських машинах.

Вибір підшипника здійснюється за динамічною вантажопідйомністю:

$$\left[C = P_{\text{д}} \left(\frac{L_{10}}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

де

(C) — необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

(P) — еквівалентне навантаження на підшипник, Н;

(L₁₀) — розрахунковий ресурс підшипника, об.

Ресурс підшипника в годинах визначається за формулою:

де

(L_h) — ресурс підшипника, год;

(n) — частота обертання вала, об/хв.

Підшипникові вузли повинні бути захищені від потрапляння пилу, вологи та зернових домішок. Для цього застосовують ущільнення, захисні шайби або корпусні підшипники закритого типу.

3.9. Обґрунтування матеріалів основних деталей

Під час вибору матеріалів для деталей живильника необхідно враховувати умови роботи, характер навантаження, зносостійкість, технологічність виготовлення та вартість.

Для вала живильника доцільно застосувати Сталь 45, яка має достатню міцність і використовується для виготовлення валів, осей, шестерень та інших деталей машин. Гвинтові лопаті можна виготовляти з листової сталі Ст3 або 09Г2С. Ці матеріали мають достатню пластичність, добре зварюються і забезпечують необхідну працездатність конструкції.

Раму живильника доцільно виготовляти зі сталевого профілю або листового прокату зі сталі Ст3. Такий матеріал є доступним, недорогим і достатньо міцним для несучих елементів сільськогосподарських машин.

Для захисту деталей від корозії поверхні конструкції необхідно очистити, заґрунтувати і пофарбувати. Робочі поверхні шнека повинні бути гладкими, без гострих кромek і задирок, щоб зменшити пошкодження зернового матеріалу під час роботи.

3.10. Технічне обслуговування живильника

Надійність роботи живильника значною мірою залежить від своєчасного технічного обслуговування. Перед початком роботи необхідно перевірити стан шнекового вала, надійність кріплення лопатей, справність підшипникових опор і натяг приводної передачі.

Основні операції технічного обслуговування включають:

- очищення живильника від залишків зерна та домішок;
- перевірку стану гвинтових лопатей;
- контроль кріплення підшипникових опор;
- змащування підшипників;
- перевірку натягу ланцюгової або пасової передачі;
- огляд захисних кожухів;
- перевірку відсутності сторонніх предметів у робочій зоні.

Після завершення роботи живильник необхідно очистити від зернової маси, пилу та рослинних залишків. Це зменшує ризик корозії, полегшує наступний запуск машини та підвищує довговічність деталей.

У разі виявлення деформації лопатей, підвищеного шуму підшипників або надмірної вібрації роботу машини необхідно припинити та виконати ремонт або регулювання відповідних вузлів.

Висновки до розділу 3

У другому розділі бакалаврської роботи було розглянуто призначення, умови роботи та основні вимоги до живильника зерноавантажувача. Обґрунтовано доцільність застосування шнекового живильника, який забезпечує рівномірну подачу зернової маси до транспортуючого органу машини.

Розроблено конструктивну схему живильника, що складається з рами, шнекового вала, гвинтових лопатей, підшипникових опор, приводу та захисного кожуха. Описано принцип роботи конструкції та наведено основні залежності для визначення продуктивності, частоти обертання шнека, потужності приводу,

крутного моменту та діаметра вала.

Запропонована конструкція є простою у виготовленні, надійною в експлуатації та придатною для використання у складі зерноавантажувача. Її застосування дозволяє підвищити рівномірність подачі зерна, зменшити втрати матеріалу та покращити ефективність роботи машини.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Загальні вимоги охорони праці під час експлуатації зернонавантажувача

Охорона праці під час експлуатації зернонавантажувачів має важливе значення, оскільки робота таких машин пов'язана з використанням рухомих механізмів, електроприводів, транспортуючих органів, а також із переміщенням значних обсягів зернової маси. Недотримання правил безпеки може призвести до травмування працівників, пошкодження обладнання, виникнення пожежі або аварійної ситуації.

До роботи із зернонавантажувачем допускаються особи, які досягли встановленого законодавством віку, пройшли медичний огляд, вступний і первинний інструктаж з охорони праці, навчання безпечним методам роботи та перевірку знань з питань охорони праці. Працівник повинен знати будову зернонавантажувача, принцип дії його основних вузлів, порядок запуску і зупинки машини, а також правила дій у разі виникнення несправності або аварійної ситуації.

Перед початком роботи оператор зобов'язаний перевірити технічний стан машини, справність приводу, захисних кожухів, огорожень, заземлення, електричних кабелів, підшипникових вузлів і транспортуючих органів. Особливу увагу необхідно приділяти живильнику, оскільки він безпосередньо контактує із зерновою масою і має рухомі елементи, які можуть становити небезпеку для працівника.

Робота зернонавантажувача дозволяється лише за умови справності всіх вузлів і механізмів. Забороняється експлуатувати машину з пошкодженими захисними кожухами, відкритими передачами, несправними вимикачами, пошкодженою ізоляцією електропроводів або підвищеною вібрацією робочих органів.

4.2. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Під час роботи зернонавантажувача на працівника можуть діяти небезпечні та шкідливі виробничі фактори. До основних небезпечних факторів належать:

- рухомі частини живильника, шнека, транспортера та приводних передач;
- можливість затягування одягу або кінцівок у робочу зону машини;
- ураження електричним струмом;
- підвищений рівень шуму та вібрації;
- запиленість повітря робочої зони;

- можливість падіння працівника під час обслуговування обладнання;
- пожежна небезпека через наявність сухого зерна, пилу та електрообладнання;
- травмування під час очищення або ремонту машини.

Зерновий пил є одним із найбільш характерних шкідливих факторів під час роботи із зерном. Він може подразнювати органи дихання, очі та шкіру, а за певної концентрації у повітрі створювати вибухонебезпечне середовище. Тому під час роботи необхідно забезпечувати провітрювання приміщення або робочої зони, застосовувати засоби індивідуального захисту та не допускати накопичення пилу на поверхнях обладнання.

Підвищений рівень шуму виникає внаслідок роботи електродвигуна, редуктора, ланцюгових або пасових передач, підшипників та транспортуючих органів. Тривала дія шуму може призвести до втоми працівника, зниження уваги та погіршення слуху. Для зменшення шуму необхідно підтримувати обладнання у справному стані, своєчасно змащувати рухомі вузли та контролювати знос деталей.

Вібрація може виникати через нерівномірне навантаження на шнек, деформацію вала, порушення балансування робочих органів або зношення підшипників. Підвищена вібрація не тільки погіршує умови праці, а й може призвести до руйнування деталей машини. У разі появи надмірної вібрації роботу зернонавантажувача необхідно припинити та провести технічний огляд.

4.3. Вимоги безпеки до конструкції живильника зернонавантажувача

Конструкція живильника зернонавантажувача повинна відповідати вимогам безпеки, надійності та зручності обслуговування. Усі рухомі частини, які можуть становити небезпеку для працівника, необхідно закривати захисними кожухами або огороженнями.

До таких елементів належать:

- шнековий вал;
- гвинтові лопаті;
- ланцюгова або пасова передача;
- муфти;
- шківи;
- зірочки;
- відкриті частини приводу.

Захисні огороження повинні бути міцними, надійно закріпленими та зручними для зняття під час технічного обслуговування. Зняття кожухів дозволяється лише після повної зупинки машини та відключення її від джерела живлення.

Живильник повинен мати таку конструкцію, щоб унеможливити випадковий контакт оператора з обертовим шнеком. Приймальна зона повинна бути обладнана направляючими елементами або захисними решітками, які не заважають подачі зерна, але зменшують ризик потрапляння сторонніх предметів або рук працівника до небезпечної зони.

Елементи конструкції не повинні мати гострих кромek, задирок або виступів, які можуть спричинити травмування під час обслуговування. Зварні шви повинні бути якісними, без тріщин, непроварів і гострих напливів металу.

Особливу увагу необхідно приділяти надійності кріплення гвинтових лопатей до вала. Відрив лопаті під час роботи може призвести до аварії, пошкодження обладнання або травмування працівника. Тому перед початком експлуатації необхідно перевіряти стан зварних з'єднань, відсутність деформацій і тріщин.

4.4. Вимоги безпеки перед початком роботи

Перед початком роботи оператор повинен одягнути спецодяг, який не має вільно звисаючих частин. Волосся необхідно прибрати під головний убір. Забороняється працювати в одязі з розстебнутими рукавами, шарфами, довгими шнурками або іншими елементами, які можуть бути захоплені рухомими деталями машини.

Перед запуском зернонавантажувача необхідно:

- оглянути робоче місце;
- переконатися у відсутності сторонніх предметів у зоні роботи живильника;
- перевірити справність захисних кожухів;
- перевірити надійність кріплення вузлів і деталей;
- перевірити стан електрокабелів та заземлення;
- переконатися у справності вимикачів і кнопки аварійної зупинки;
- перевірити натяг пасової або ланцюгової передачі;
- переконатися, що поблизу робочої зони немає сторонніх осіб.

Пуск машини необхідно здійснювати лише після попереджувального сигналу або переконання, що запуск не створює небезпеки для інших працівників.

4.5. Вимоги безпеки під час роботи

Під час роботи зерноавантажувача оператор повинен постійно контролювати процес подачі зерна, роботу живильника, транспортера та приводу. Не допускається залишати працюючу машину без нагляду.

Під час роботи забороняється:

- торкатися рухомих частин машини;
- очищати живильник або транспортер під час їх роботи;
- знімати захисні кожухи;
- проштовхувати зерно руками або сторонніми предметами;
- виконувати ремонт, регулювання чи змащування на працюючій машині;
- перебувати в зоні викидання зерна;
- допускати до машини сторонніх осіб;
- працювати при несправному електрообладнанні;
- перевантажувати живильник зерновою масою.

У разі закупорювання живильника або нерівномірної подачі зерна необхідно негайно вимкнути машину, дочекатися повної зупинки рухомих частин і лише після цього усунути причину несправності. Очищення робочих органів слід виконувати спеціальними пристроями, щітками або скребками, але не руками.

Якщо під час роботи з'являється сторонній шум, стукіт, запах горілої ізоляції, підвищена вібрація або нагрівання підшипників, роботу зерноавантажувача потрібно негайно припинити.

4.6. Вимоги електробезпеки

Оскільки зерноавантажувач може мати електричний привід, важливе значення має дотримання вимог електробезпеки. Електродвигун, пускова апаратура, кабелі та інші електричні елементи повинні бути справними, ізольованими та захищеними від механічних пошкоджень.

Корпус електродвигуна і металеві частини машини повинні бути заземлені. Забороняється працювати з обладнанням, якщо заземлення відсутнє або пошкоджене.

Під час експлуатації забороняється:

- торкатися оголених проводів;
- використовувати пошкоджені електрокабелі;
- вмикати обладнання мокрими руками;
- виконувати ремонт електрообладнання без відключення від мережі;
- використовувати саморобні запобіжники;

- залишати кабелі в місцях, де вони можуть бути пошкоджені колесами або робочими органами.

Усі роботи з ремонту електрообладнання повинні виконуватися працівником, який має відповідну кваліфікацію та допуск до електротехнічних робіт.

4.7. Пожежна безпека під час роботи із зерноавантажувачем

Зерно, солома, солома та зерновий пил є пожежонебезпечними матеріалами. Особливо небезпечним є накопичення пилу поблизу електродвигуна, привідних механізмів і нагрітих поверхонь.

Для забезпечення пожежної безпеки необхідно:

- регулярно очищати машину від пилу та залишків зерна;
- не допускати перегрівання підшипників і електродвигуна;
- контролювати справність електрообладнання;
- не палити поблизу місць зберігання та перевантаження зерна;
- не використовувати відкритий вогонь у робочій зоні;
- забезпечити наявність первинних засобів пожежогасіння;
- підтримувати вільний доступ до евакуаційних виходів і пожежного інвентарю.

У місцях роботи зерноавантажувача повинні бути вогнегасники, ящики з піском, лопати та інші засоби пожежогасіння. Працівники повинні знати місце їх розташування та порядок використання.

У разі виникнення пожежі необхідно негайно вимкнути електроживлення, повідомити керівника робіт, викликати пожежно-рятувальну службу та розпочати гасіння пожежі первинними засобами, якщо це не створює загрози для життя.

4.8. Засоби індивідуального захисту

Під час роботи із зерноавантажувачем працівник повинен використовувати засоби індивідуального захисту. До них належать:

- спецодяг;
- захисне взуття;
- рукавиці;
- захисні окуляри;
- респіратор або пилозахисна маска;
- засоби захисту органів слуху за підвищеного рівня шуму.

Спецодяг повинен бути зручним, щільно прилягати до тіла та не мати деталей, які можуть бути захоплені рухомими частинами машини. Захисні окуляри використовуються для запобігання потраплянню пилу та дрібних частинок в очі. Респіратор необхідний під час роботи в умовах підвищеної запиленості.

Використання засобів індивідуального захисту не усуває небезпеку повністю, але значно зменшує ризик травмування або професійного захворювання.

4.9. Безпека у надзвичайних ситуаціях

До можливих надзвичайних ситуацій під час експлуатації зерноавантажувача належать:

- пожежа;
- ураження працівника електричним струмом;
- травмування рухомими частинами машини;
- раптове руйнування деталей живильника;
- вибух пилоповітряної суміші;
- аварійне відключення електроживлення;
- потрапляння стороннього предмета у робочу зону.

У разі виникнення надзвичайної ситуації працівник повинен негайно зупинити машину, вимкнути електроживлення та повідомити керівника робіт. Якщо є постраждалі, необхідно надати першу домедичну допомогу та викликати екстрені служби.

У разі ураження електричним струмом необхідно насамперед припинити дію струму на потерпілого. Для цього слід вимкнути електроживлення або відвести провід сухим непровідним предметом. Забороняється торкатися потерпілого голими руками, поки він перебуває під дією струму. Після звільнення потерпілого необхідно перевірити його стан, за потреби виконати серцево-легеневу реанімацію та викликати швидку медичну допомогу.

У разі травмування рухомими частинами машини необхідно негайно зупинити обладнання, звільнити потерпілого, не допускаючи додаткового травмування, та надати першу допомогу. При кровотечі потрібно накладити пов'язку або джгут, при переломах — забезпечити нерухомість ушкодженої кінцівки.

У разі пожежі необхідно діяти швидко та організовано. Насамперед потрібно вимкнути електроживлення, повідомити пожежно-рятувальну службу, евакуювати людей із небезпечної зони та розпочати гасіння пожежі первинними засобами пожежогасіння.

4.10. Заходи щодо зниження ризику виникнення аварій

Для зменшення ризику аварійних ситуацій під час експлуатації живильника зернонавантажувача необхідно впроваджувати такі заходи:

- проводити регулярний технічний огляд машини;
- своєчасно виконувати змащування підшипників;
- контролювати стан шнекового вала та лопатей;
- перевіряти справність захисних кожухів;
- не допускати перевантаження живильника;
- своєчасно очищати робочу зону від пилу та залишків зерна;
- проводити інструктажі з охорони праці;
- забезпечувати працівників засобами індивідуального захисту;
- контролювати справність електрообладнання;
- дотримуватися вимог пожежної безпеки.

Важливим профілактичним заходом є планове технічне обслуговування обладнання. Воно дозволяє виявити несправності на ранній стадії та запобігти виникненню аварійної ситуації під час роботи.

Висновки до розділу 4

У розділі розглянуто основні питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях під час експлуатації зернонавантажувача з розробленим живильником. Визначено небезпечні та шкідливі виробничі фактори, які можуть діяти на працівника під час роботи машини.

Особливу увагу приділено безпеці конструкції живильника, вимогам до захисних огорожень, електробезпеці, пожежній безпеці та використанню засобів індивідуального захисту. Запропоновані заходи дозволяють зменшити ризик травмування працівників, підвищити надійність експлуатації обладнання та забезпечити безпечні умови праці.

Дотримання правил охорони праці, своєчасне технічне обслуговування та правильні дії персоналу у разі виникнення надзвичайних ситуацій є необхідними умовами безпечної та ефективної роботи зернонавантажувача.

.

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

5.1. Мета техніко-економічного розрахунку

Метою техніко-економічного розрахунку є визначення економічної доцільності впровадження розробленої конструкції живильника зернонавантажувача. Запропонована конструкція спрямована на підвищення продуктивності процесу навантаження зерна, зменшення втрат зернового матеріалу, зниження витрат ручної праці та підвищення ефективності використання зернонавантажувальної техніки.

Економічна ефективність модернізації зернонавантажувача визначається шляхом порівняння показників роботи базової машини та машини з удосконаленим живильником. До основних показників належать продуктивність, витрати праці, експлуатаційні витрати, економія коштів, річний економічний ефект і строк окупності додаткових капітальних вкладень.

Удосконалення живильника дозволяє забезпечити більш рівномірну подачу зерна до транспортуючого органу, зменшити простої, пов'язані з нерівномірним завантаженням, і підвищити загальну продуктивність зернонавантажувача. Крім того, рівномірна подача зернової маси сприяє зниженню навантаження на приводні механізми та підвищенню довговічності обладнання.

5.2. Вихідні дані для розрахунку

Для виконання техніко-економічного розрахунку приймаємо такі вихідні дані:

Показник	Позначення	Значення
Продуктивність базового зернонавантажувача	(Qб)	18 т/год
Продуктивність зернонавантажувача з удосконаленим живильником	(Qн)	22 т/год

Показник	Позначення	Значення
Річний обсяг навантаження зерна	(W)	2500 т
Кількість обслуговуючого персоналу	(m)	1 особа
Годинна тарифна ставка працівника	(T)	100 грн/год
Вартість електроенергії	(Ce)	8 грн/кВт·год
Потужність приводу базової машини	(Pб)	4,0 кВт
Потужність приводу модернізованої машини	(Pн)	4,5 кВт
Коефіцієнт використання потужності	(kp)	0,8
Вартість виготовлення живильника	(K)	18000 грн
Норма амортизаційних відрахувань	(a)	15 %
Витрати на ремонт і технічне обслуговування	(r)	10 %

Наведені значення є орієнтовними та можуть бути уточнені залежно від фактичної продуктивності зернонавантажувача, вартості матеріалів, електроенергії та оплати праці.

5.3. Визначення витрат часу на виконання роботи

Тривалість виконання річного обсягу робіт базовим зернонавантажувачем визначається за формулою:

де

(t_б) — тривалість роботи базової машини, год;

(W) — річний обсяг навантаження зерна, т;

(Q_б) — продуктивність базового зернонавантажувача, т/год.

Підставимо числові значення: $t_b = 138$

Тривалість виконання роботи зернонавантажувачем з удосконаленим живильником:

$$[t_n = 113,6]$$

Економія робочого часу становить:

$$[t = t_b - t_n]$$

$$[t = 138,9 - 113,6 = 25,3]$$

Отже, застосування удосконаленого живильника дозволяє скоротити тривалість виконання річного обсягу навантажувальних робіт на **25,3 год.**

5.4. Розрахунок витрат на оплату праці

Витрати на оплату праці під час роботи базового зернонавантажувача визначаються за формулою:

$$C_{пб} = t_b \cdot m \cdot T$$

де

$C_{пб}$ - витрати на оплату праці для базового варіанта, грн;

t_b - час роботи базової машини, год;

m - кількість працівників;

T - годинна тарифна ставка, грн/год.

$$C_{пб} = 138,9 \cdot 100 = 13890$$

Витрати на оплату праці для модернізованого варіанта:

$$C_{пн} = t_n \cdot m \cdot T$$

$$C_{пн} = 113,6 \cdot 100 = 11360$$

Економія витрат на оплату праці:

$$E_{п} = C_{пб} - C_{пн}$$

$$E = 13890 - 11360 = 2530$$

Отже, за рахунок скорочення тривалості роботи річна економія витрат на оплату праці становить **2530 грн.**

5.5. Розрахунок витрат на електроенергію

Витрати електроенергії визначаються з урахуванням потужності приводу, коефіцієнта використання потужності, часу роботи та вартості електроенергії.

Для базового варіанта витрати на електроенергію становлять:

$$C_{еб} = P_b \cdot k_p \cdot t_b \cdot C_e$$

де

$C_{еб}$ - витрати на електроенергію для базового варіанта, грн;

P_b - потужність приводу базової машини, кВт;

k_p - коефіцієнт використання потужності;

t_b - час роботи машини, год;

C_e - вартість електроенергії, грн/кВт·год.

$$C_{\text{еб}} = 4,089 = 3555,84$$

Для модернізованого варіанта:

$$C_{\text{ен}} = P_n \cdot k_p \cdot t_n \cdot C_e]$$

$$C_{\text{ен}} = 4,586 = 3271,68$$

Економія витрат на електроенергію:

$$E_e = C_{\text{еб}} - C_{\text{ен}}$$

$$E_e = 3555,84 - 3271,68 = 284,16$$

Незважаючи на дещо більшу потужність приводу модернізованого живильника, загальні витрати на електроенергію зменшуються за рахунок скорочення тривалості роботи машини.

5.6. Розрахунок амортизаційних відрахувань

Амортизаційні відрахування на розроблений живильник визначаються за формулою:

де

A - річні амортизаційні відрахування, грн;

K - вартість виготовлення живильника, грн;

a - норма амортизаційних відрахувань, %.

$$A = 2700]$$

Отже, річні амортизаційні відрахування становлять **2700 грн.**

5.7. Розрахунок витрат на ремонт і технічне обслуговування

Витрати на ремонт і технічне обслуговування визначаються за формулою:

де

C_r - річні витрати на ремонт і технічне обслуговування, грн;

K - вартість виготовлення живильника, грн;

г - норма витрат на ремонт і технічне обслуговування, %.

$$C_r = 1800]$$

Річні витрати на ремонт і технічне обслуговування живильника становлять **1800 грн.**

5.8. Розрахунок економії від зменшення втрат зерна

У процесі навантаження зерна важливим показником є величина втрат матеріалу. Нерівномірна подача зерна, розсипання, перевантаження транспортера та зупинки машини можуть призводити до додаткових втрат.

Приймаємо, що завдяки застосуванню удосконаленого живильника втрати зерна

зменшуються на:

$$q = 0,05\%$$

Річна кількість зекономленого зерна визначається за формулою: W_z
де

z - кількість зекономленого зерна, т;

W - річний обсяг навантаження зерна, т;

q - зменшення втрат зерна, %.

$$W_z = 1,5$$

Якщо прийняти середню вартість 1 т зерна: $C_z = 6000$ тоді економія від зменшення втрат зерна становитиме:

$$E_z = W_z C_z$$

$$E_z = 1,25 \cdot 6000 = 7500$$

Отже, річна економія від зменшення втрат зерна становить **7500 грн.**

5.9. Загальний річний економічний ефект

Загальна річна економія визначається як сума економії витрат на оплату праці, електроенергію та зменшення втрат зерна:

$$E = E_p + E_e + E_z$$

$$E = 2530 + 284,16 + 7500 = 10314,16$$

Для визначення чистого річного економічного ефекту необхідно врахувати додаткові експлуатаційні витрати на амортизацію, ремонт і технічне обслуговування:

$$E = E - A - Cr$$

де

E — чистий річний економічний ефект, грн;

(A) амортизаційні відрахування, грн;

(B) (Cr) - витрати на ремонт і технічне обслуговування, грн.

$$E = 10314,16 - 2700 - 1800 = 5814,16 \text{]}$$

Отже, чистий річний економічний ефект від впровадження удосконаленого живильника становить **5814,16 грн.**

5.10. Розрахунок строку окупності

Строк окупності додаткових капітальних вкладень визначається за формулою: T_o

де

T_o - строк окупності, років;

K - капітальні вкладення на виготовлення живильника, грн;

E - чистий річний економічний ефект, грн.

$$T_o = 3,1$$

Отже, строк окупності розробленої конструкції живильника становить приблизно **3,1 року.**

5.11. Коефіцієнт економічної ефективності

Коефіцієнт економічної ефективності визначається за формулою: E_k

де

E_k - коефіцієнт економічної ефективності;

E - чистий річний економічний ефект, грн;

K - капітальні вкладення, грн.

$E_k = 0,32$

Отримане значення коефіцієнта економічної ефективності свідчить про доцільність впровадження розробленого живильника, оскільки конструкція забезпечує економію коштів, скорочення часу виконання робіт і зменшення втрат зерна.

5.12. Порівняння техніко-економічних показників

Показник	Базовий варіант	Модернізований варіант
Продуктивність, т/год	18	22
Річний обсяг робіт, т	2500	2500
Тривалість роботи, год	138,9	113,6
Витрати на оплату праці, грн	13890	11360
Витрати на електроенергію, грн	3555,84	3271,68
Економія робочого часу, год	—	25,3
Економія від зменшення втрат зерна, грн	—	7500
Чистий річний економічний ефект, грн	—	5814,16
Строк окупності, років	—	3,1

Аналіз отриманих показників показує, що модернізований зернонавантажувач із розробленим живильником має вищу продуктивність порівняно з базовим варіантом. Завдяки цьому скорочується тривалість виконання навантажувальних робіт, зменшуються витрати на оплату праці та електроенергію. Додатковий економічний ефект забезпечується за рахунок зниження втрат зерна під час навантаження.

Висновки до розділу 5

У розділі виконано техніко-економічний розрахунок ефективності впровадження розробленої конструкції живильника зернонавантажувача. Встановлено, що застосування удосконаленого живильника дозволяє підвищити продуктивність зернонавантажувача з 18 до 22 т/год.

За рахунок підвищення продуктивності тривалість виконання річного обсягу навантажувальних робіт зменшується на 25,3 год. Економія витрат на оплату праці становить 2530 грн, економія електроенергії — 284,16 грн, а економія від зменшення втрат зерна — 7500 грн.

Чистий річний економічний ефект від впровадження розробленого живильника становить 5814,16 грн. Строк окупності капітальних вкладень дорівнює 3,1 року, що підтверджує економічну доцільність запропонованого технічного рішення.

Таким чином, розроблена конструкція живильника зернонавантажувача є технічно обґрунтованою та економічно доцільною для впровадження у виробничих умовах.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Основним завданням кваліфікаційної роботи було підвищення продуктивності навантажувача зерна при підвищенні його функціональних можливостей. Це досягається за рахунок зміни конструкції живильника та обґрунтування кінематичних параметрів вивантажувального шнека.

В результаті цього отримано:

- ширина захвату живильника до 3,58 м. При цьому встановлено, що шнек діаметром 0.2 м повинен обертатися з частотою не менше 148 об/хв;
- потужність, що споживається живильником становить 2,4 кВт;
- вал шнеків виконано пустотілим із внутрішнім діаметром 36 мм, зовнішнім – 48 мм. Запас міцності даного вала становить 2. Перевірка вала шнека на жорсткість показала, що прийняті його геометричні розміри та матеріал повністю задовольняють умови жорсткості;
- при прийнятих конструктивних розмірах окремих елементів, для забезпечення встановленої продуктивності мінімально необхідне значення обертів вивантажувального шнека становить 233,7 об/хв;
- для забезпечення поставленої продуктивності навантажувачем, привід вивантажувального шнека при прийнятих конструктивних розмірах споживатиме не менше 4,07 кВт;
- в кінцевому варіанті сумарна споживана потужність на привід шнеків живильника та вивантажувального шнека буде становити 6,47 кВт;
- для приводу вибрано двигун трьохфазний коротко замкнутий серії 4А, закритий з синхронною частотою 1000 об/хв 4А132М6У3 з параметрами $P_{дв}=7,5\text{кВт}$ і ковзанням 3,2 %;

При дослідженні параметрів об'єкту розробки проаналізовано теоретичні передумови розрахунку гвинтових конвеєрів, представлені залежності руху потоку вантажу в гвинтових конвеєрах та вибрано швидкісний режим транспортування зернового матеріалу, а також наведено алгоритм оптимізації шнекового транспортера навантажувача.

Також у роботі пророблені питання охорона праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях, де розроблено заходи з охорони праці при перевантаженні зерна у складах та проаналізовано надзвичайні ситуації, що виникають при перевантаженні зерна у складах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Andreikiv O.E., Babii A.V., Dolinska I.Ya., and Matviiv Yu.Ya. Determination of the Residual Life of the Spraying Boom of a Field Sprinkler in the Maneuvering Loading Mode. *Materials Science*. Vol. 56. No. 1, July, 2020. P. 112–118.
2. Andreikiv, O.Y., Dolinska, I.Y., Babii, A.V. et al. Residual life of the folded bimetal plate taking into account degradation of materials at high temperature and under long-term loading. *Mater Sci* 60, 650–656 (2025). <https://doi.org/10.1007/s11003-025-00932-9>.
3. Andreykiv O., Babii A., Dolinska I.,Yadzhak N., Babii M. Residual lifetime prediction of field sprayer booms under the action of manoeuvre loading and corrosive environment. *Procedia Structural Integrity*. Volume 36, 2022, P. 36-42. (*ISSN 24523216, DOI 10.1016/j.prostr.2021.12.080*).
4. Andrii Babii, Taras Dovbush, Nadiia Khomuk, Anatolii Dovbush, Anna Tson, Vasyl Oleksyuk, 2022. Mathematical model of a loaded supporting frame of a solid fertilizers distributor. *Procedia Structural Integrity* No 36. 203-210.
5. Babii A. Important aspects of the experimental research methodology. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, 2020. Vol 97. No 1. P. 77–87.
6. Babii A. Study of the efficiency of working mixture application in chemical crop protection. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, 2020. Vol 98. No 2. P. 99–109.
7. Babii A., Babii M. Impact of oscillation amplitude of boom sprayers load-bearing frame sections. *Scientific Journal of TNTU. Tern. : TNTU*, 2019. Vol. 95, No 3, P. 97–104.
8. Babii A., Blashchak B. Justification of the parameters of the soil preparation module of the potato planting machine. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2025. Вип. 12(43), ч.ІІ. С. 165-174.
9. Babii A., Holovetskyi I. Engineering method of studying the kinematic parameters of the working body of the potato harvesting machine. *Central Ukrainian*

Scientific Bulletin. Technical Sciences. 2024. Vol. 10(41)_I. P. 200-212. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10\(41\).1.200-212](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10(41).1.200-212).

10. Babii A., Holovetskyi I., Boiko V. (2024) Analysis of the behavior of potato bearing layer particles on the oscillating plane of the potato plant ploughshare. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 116, no 4, pp. 78–89. https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2024.04.078.

11. Babii A., Levytskyi B. (2024) Research of stress-strain state of tank of small-size self-propelled sprayer. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 115, no 3, pp. 91–99. https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2024.03.091.

12. Babii A., Levytskyi B., Dovbush T., Babii M., Khomuk N., Dovbush A., Valiashek V. Mathematical model of sprayer tank loading. Procedia Structural Integrity, 2024. No 59, 609-616. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.04.086>.

13. Babii A.; Aulin V.; Babii M.; Levytskyi B. (2022) Investigation of the working capacity of the operating body suspension functional-transporting machine. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 105, no 1, pp. 5–12. https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2022.01.005.

14. Oleg Lyashuk, Andrii Diachun, Ihor Tkachenko, Mykola Stashkiv, Andrii Babii, Maria Pankiv, Zhanna Babiak, Alexander Marunych, Oleg Lakh, Artur Starikh. Investigation of the bulk material movement kinematics in conical screw conveyor. INMATEH - Agricultural Engineering. Vol. 74, 2024. No. 3. pp. 732-744.

15. Study of the performance efficiency parameters of a potato planting machine / Andrii Babii, Bohdan Blashchak // Scientific Journal of TNTU. Tern.: TNTU, 2025. Vol 118. No 2. P. 117–127.

16. Syrotyuk A.M., Babii A.V., Barna R.A., Leshchak R.L., Marushchak P.O. Corrosion-Fatigue Crack-Growth Resistance of Steel of the Frame of a Sprayer Boom. Materials Science, 2021, 56(4), P. 466–471.

17. Бабій А., Бабій М. Дослідження міцності елементів конструкції функціонально-транспортуючих мобільних засобів. *Науковий журнал «Інженерія природокористуванн*, 2019. №3 (13) С. 87–91.

18. Бабій А., Вовк І., Гладьо Ю. Багатофункціональний ротаційний робочий орган. Інновації в агропромисловому комплексі, машинобудуванні та транспорті: збірник тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції, м. Рівне, 9-10 квітня 2025 року. Рівне: НУВГП, 2025. С.6-8.

19. Бабій А.В. Аналіз параметрів штангового обприскувача з метою збільшення його продуктивності. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine, 2019. Vol. 10. No. 4. С. 51–55.

20. Бабій А.В. Дослідження впливу горизонтальних коливань штанги на рівномірність обприскування. Матеріали Всеукраїнської наукової конференції молодих учених і науково-педагогічних працівників, 16 червня 2020 р. Редкол. : Непочатенко О.О. (відп. ред.) та ін. Умань : ВПЦ «Візаві», 2020. С. 121–123.

21. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція, розрахунок і виробництво сільськогосподарських машин» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» зі спеціалізацією «Машини сільськогосподарського виробництва» для здобуття освітнього ступеня «бакалавр» / А.В. Бабій. Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2017. 100 с.

22. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Сільськогосподарські машини: конструкції та розрахунок» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Бакалавр». Машини для заготівлі кормів. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2022. 76 с.

23. Бабій А.В., Бабій М.В. Динамічна модель енергозберігаючого приводного механізму косарки. Вісник ХНТУСГ. Випуск 145. “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. Харків, 2014. С.112–

24. Бабій А.В., Бабій М.В. Організація і технологія механізованих робіт: навчальний посібник до курсового проєктування для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Бакалавр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 144 с.

25. Бабій А.В., Брошак І.С., Мартинюк В.В. Пристрій для прикореневого підживлення вегетуючих рослин. Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С.68-69.

26. Бабій А.В., Вовк І.В., Бабій В.А. Обґрунтування параметрів вала багатофункціонального ротаційного робочого органу. Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 17-19 квітня 2024 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2024. С. 9-10.

27. Бабій А.В., Дзюра В.О., Головецький І.В. Дослідження впливу вертикальних коливань штанги обприскувача на рівномірність обприскування. Центральнотернопільський науковий вісник. Технічні науки. 2022. Вип. 5(36)_I. С. 216-226.

28. Бабій А.В., Довбуш Т.А., Бабій М.В., Ткаченко О.І., Сташків М.Я. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 246 с.

29. Бабій А., Лещак Р., Барна Р. Корозійна тривкість сталі рами штангових обприскувачів у рідинному середовищі агрохімікатів. Проблеми корозії та протикорозійного захисту конструкційних матеріалів: спец. вип. журналу „Фізико-хімічна механіка матеріалів”. № 13. Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2020. С. 356–360.

30. Блащак Б.О., Бабій А.В., Жук Н.В., Бабій В.А. Колесо змінного діаметру. *Актуальні задачі сучасних технологій* : зб. тез доповідей XIII міжнар. наук.-практ. конф. молодих учених та студентів. м. Тернопіль, 11-12 грудня 2024 р. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2024. С.78-79.

31. Вовк І., Бабій В., Бубняк Р. Переваги використання багатофункціонального ротаційного робочого органу. Матеріали VIII Міжнародної студентської науково - технічної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (м. Тернопіль, 24-25 квітня 2025 р.), 2025. С.28-29.

32. Вовк І.В., Бабій А.В. Обґрунтування доцільності у проєктуванні багатофункціонального ротаційного робочого органу. *Актуальні задачі сучасних технологій* : зб. тез доповідей XII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 6-7 грудня 2023) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2023. С.96-97.

33. Вовк І.В., Бабій А.В., Малевич Н.Ю., Новацький П.І. Обґрунтування частоти обертання вала ротаційного робочого органу. *Актуальні задачі сучасних технологій* : зб. тез доповідей XIII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2024) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2024. С.80-81.

34. Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Бабій А.В., Цьонь Г.Б., Довбуш А.Д. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.

35. Керб Л. П. Основи охорони праці: Навч. пос. К.: КНЕУ, 2003. 215с.

36. Олексюк В.П. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія». / В.П. Олексюк, А.В. Бабій, М.Я.

Сташків, Н.І. Хомик, Т.А. Довбуш, Г.Б. Цьонь, В.В. Мартинюк. Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2024. 93 с.

37. Механізми з гвинтовими конвеєрами / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пелипець М.І., Матвійчук А.В. Львів: Світ, 1993. 208 с.

38. Опір матеріалів. Під заг. ред. акад. АН УРСР Г. С. Писаренко. К.:Вища школа, 1974. 304 с.

39. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. К.: Вища шк., 1993. 556 с.

40. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку : навч. посіб. / за ред. Д. Г. Войтюка; авт. кол.: / Д.Г. Войтюк, С.С.Яцун, М.Я. Довжик. Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. 543 с.

41. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» / За ред. М.І. Черновола. Кн. 1: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; За ред. М.І. Черновола. К.: Урожай, 2001. 384 с.

42. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» / За ред. М.І. Черновола. Кн. 3: Машини та обладнання для переробки зерна та насіння / П.В. Сисолін, М.М. Петренко, М.О. Свірень; За ред. М.І. Черновола. К.: Фенікс, 2007. 432 с.

43. Хомик Н. І., Мартинюк В. В., Бабій А. В., Цьонь Г. Б., Довбуш Т. А., Довбуш А. Д. Агрозахист: навчальний посібник за заг. ред. к. т. н., доц. Хомик Н. І. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2025. 520 с.

44. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» / Н.І. Хомик, В.П. Олексюк, М.Я. Сташків, А.В. Бабій, Т.А. Довбуш. Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2025. 106 с.

ДОДАТКИ